

静子容腔泄漏对某压气机性能影响的数值研究

陈美宁, 谢伟亮, 王红涛

(中国航空工业集团公司 中航商用航空发动机有限责任公司, 上海 201108)

摘 要: 利用全三维数值模拟方法研究了压气机静子容腔泄漏流动对压气机性能以及流场的影响, 研究表明静子容腔泄漏流动不仅导致压气机效率和压比降低, 而且使得压气机提前失速, 稳定裕度下降 5.19%。详细流场分析显示静子容腔泄漏流动对上游叶片排流动影响较小, 但对本级静子以及后面叶片排根部流场的影响明显, 静子容腔泄漏流动还改变了压气机失速的原因: 静子容腔泄漏流动导致第 1 级静子根部尾缘发生流动分离, 使得第 2 级转子根部攻角过大, 整个叶背发生流动分离, 引起压气机提前失速。

关 键 词: 压气机; 静子; 容腔; 泄漏流动; 稳定裕度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical investigation of stator cavity leakage influence to a compressor performance

CHEN Mei-ning, XIE Wei-liang, WANG Hong-tao

(Aviation Industry Corporation of China Commercial Aircraft Engine Company Limited,
Shanghai 201108, China)

Abstract: Three-dimensional numerical simulations were carried out for a compressor to investigate the stator cavities' influence to the performance and flow field. Detailed analyses of the performance and flow field came to some conclusions: the cavity leakage flow led to decreases in the efficiency, pressure ratio and stall margin of the compressor. The compressor stall margin declines by 5.19% due to the cavity leakage flow. The cavity leakage flow mainly influences the root flow of the stator and rear blades, and changes the compressor stall mechanism. The cavity leakage flow causes flow separation near the hub of the first stator, as a result the second rotor incidence angle increase sharply; consequently the flow separates at the suction side of the second rotor, causing the compressor stall earlier than that without the cavity.

Key words: compressor; stator; cavity; leakage flow; surge margin

现代先进民用航空发动机对压气机提出了高效率、高负荷、长寿命的要求, 高压压气机的总压比、级压比不断提高, 采用篦齿密封时静子根部静子容腔泄漏对于压气机性能的影响明显, 不可忽视。

目前国内外都有对压气机静子容腔泄漏流动的研究^[1-10]。Wellborn 等^[1]对低速多级压气机的叶根泄漏流动进行了实验研究, 结果表明: 泄漏流

动对压气机总体性能的影响显著, 泄漏间隙占叶高比例每增加 1% 可导致压比降低 3% 和效率降低 1%~1.5%。Shabbir 等^[2]对单转子的转子前叶根泄漏流动进行了数值模拟, 其研究表明转子前叶根泄漏会造成转子叶根附近流动损失增加。Wellborn, Heidegger 等^[3-4]研究认为影响静子容腔泄漏流动和压气机主流掺混的主要气动参数是泄漏流动的径向和周向速度。宁方飞等^[5]对跨声

级压气机转子的叶根间隙泄漏流动进行了数值模拟,研究了压气机转子上游叶根轴向间隙泄漏流动对转子性能的影响以及泄漏流动与转子流场之间的相互作用机制.马文生、陈雷等^[6-7]对压气机静子容腔泄漏流动进行了数值模拟,并尝试了几何优化,提高了压气机的效率.夏天等^[8]对小流量压气机的第 1 级进行数值模拟,详细分析了带静子容腔与不带静子容腔模型中的三维流动情况.

综上所述,静子容腔泄漏流动对压气机影响的研究开展多是针对静子容腔泄漏对性能的影响,而对压气机匹配性的影响分析不足,因此,本文以某轴流高压压气机的前两级为研究对象,通过数值模拟方法详细研究静子容腔泄漏流动对压气机性能以及流场结构的影响,并详细分析了静子容腔泄漏流动对压气机匹配性的影响.

1 计算对象及数值方法

1.1 计算对象

本文以某轴流高压压气机(简称压气机)的前两级为研究对象,研究第 1 级静子篦齿密封静子容腔对压气机的影响.静子容腔结构如图 1 所示,其中篦齿齿尖倾角为 15° ,篦齿尖部宽度为 0.4 mm,齿尖间距为 3 mm,齿高为 3 mm,计算时密封篦齿间隙为 0.8 mm.

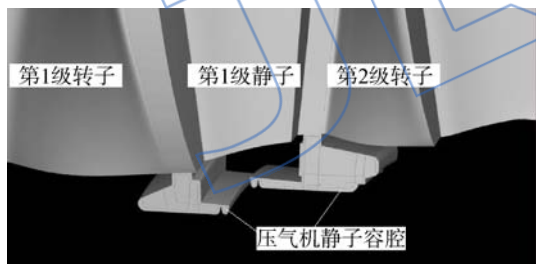


图 1 压气机静子容腔结构

Fig. 1 Stator cavity geometry of the compressor

1.2 计算网格以及边界条件

采用 NUMECA/IGG 软件生成网格,其中压气机进口和出口平直延伸,进出口段的长度大于弦长的 2 倍.静子容腔网格分别与第 1 级转子的出口处网格以及第 2 级转子的进口处网格相连接,图中红线所示位置为转静子交界面的位置,在静子容腔网格中没有交界面,如图 2 所示.计算时考虑转子叶顶间隙,叶顶间隙区域采用蝶形网格.计算网格采用多重网格,网格层数为 3,具体参数如表 1 所示.生成网格时,最靠近壁面的网格层厚度设为 0.001 mm,壁面 Y^+ 值低于 5,间隙区域

Y^+ 值低于 2,符合采用湍流模型的要求.

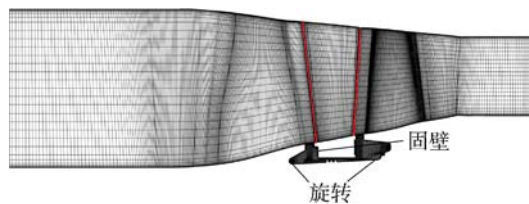


图 2 带静子容腔时压气机子午流道网格

Fig. 2 Meridional flowpath grid of the compressor with stator cavity

表 1 网格划分的详细参数

Table 1 Detailed parameters of the grids

参数	数值
网格总数/ 10^6	2.48
动叶网格数/ 10^6	0.5~0.6
静叶网格数/ 10^6	0.26~0.30
静子容腔内网格总数/ 10^6	0.48
叶片通道径向流线数	53
转子叶顶间隙径向网格数	13
密封间隙径向网格数	13

边界条件设置方法如下:计算域进口边界给定总温、总压和进口气流方向,在计算域出口边界给定某一半径处静压,其余出口压力按简单径向平衡方程计算.叶片排沿周向给定周期性边界,固体壁面设定为绝热、固壁、无滑移边界条件.

1.3 求解程序

采用商用软件 NUMECA 的 Euranus 求解器求解相对坐标系下三维定常 Navier-Stokes(N-S)方程.根据相关文献^[11-15]湍流模型选用 S-A (Spalart-Allmaras)模型,空间离散采用 Jameson 有限体积中心差分格式,时间推进采用显式 4 阶 Runge-Kutta 法.采用多重网格技术加速收敛.

2 计算结果及分析

2.1 静子容腔泄漏对压气机性能的影响

首先分析静子容腔泄漏流动对压气机总体性能的影响.图 3 是不带静子容腔(no stator cavity)和带静子容腔(cavity)两种情况下的压气机的特性,图中横坐标和纵坐标都是用最大值无量纲化后的值.图 3 表明静子容腔的存在导致压气机的效率($\eta/\eta_{\max}$)和压比降低.在设计点(图 3(a)中标记点),静子容腔泄漏流动导致压气机效率相对

不带静子容腔时下降了 0.34%,带静子容腔时压气机的流量($\dot{m}/\dot{m}_{\max}$)比不带静子容腔时也有所下降,下降值约为 0.085%不带静子容腔时的流量,而通过静子容腔的泄漏流量约为带静子容腔时进口流量的 0.43%.

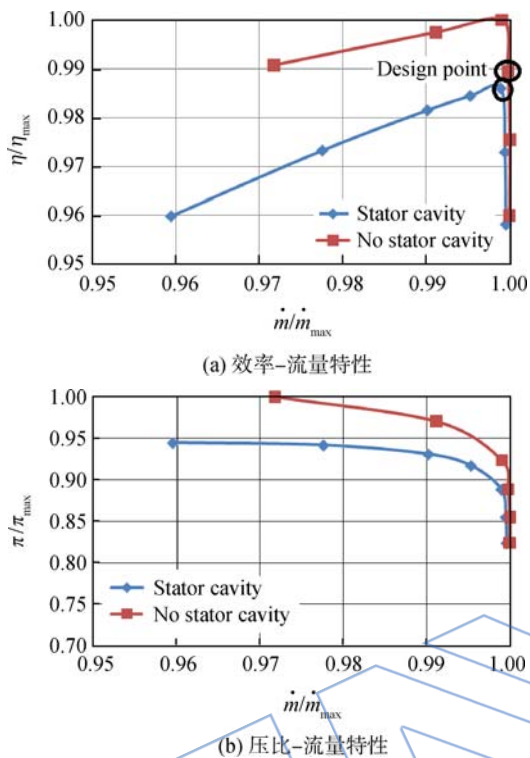


图 3 压气机特性图

Fig. 3 Compressor characteristic map

另外静子容腔泄漏流动还会导致压气机的稳定裕度降低.表 2 给出了两种情况下压气机的稳定裕度和裕度增量(表中的流量、压比为用最大值进行无量纲化后的相对值),表中裕度为等换算转速稳定裕度,如式(1)所示.

$$S_w = \left\{ \left[\left(\frac{\pi}{W_{a,c}} \right)_1 - \left(\frac{\pi}{W_{a,c}} \right)_0 \right] / \left(\frac{\pi}{W_{a,c}} \right)_0 \right\} \times 100\% \quad (1)$$

其中 S_w 为稳定裕度, π 为压比, $W_{a,c}$ 为换算流量,下标 0 表示设计点,下标 1 表示失速点.在本文中 0 点参数是通过给定设计时的出口背压进行三维数值计算得到的.可见带静子容腔时稳定裕度比不带静子容腔时下降了 5.19%.

在相同出口背压(带静子容腔情况下的近失速点背压)下分析带静子容腔和不带静子容腔时压气机的流场.图 4 为 10% 叶高马赫数分布图,图 4(a)显示不带静子容腔时,叶根附近流动通畅,无明显二次流动出现;而带静子容腔时在第 1 级静子根部尾缘发生流动分离,导致第 2 级转子

攻角过大,整个叶背发生流动分离,如图 4(b)所示.同时分析不带静子容腔时近失速点的流场,发现此时压气机失速是由于第 2 级静子根部的流动分离引起,如图 5 所示.因此,可以看出静子容腔的存在导致压气机首发失速级的改变.

表 2 带静子容腔和不带静子容腔时压气机的稳定裕度的计算

Table 2 Calculation stall margins of the compressor with and without the stator cavity

参数	计算条件	
	带静子容腔	不带静子容腔
设计点流量	0.99898	0.99982
设计点压比	0.88842	0.88866
近失速点流量	0.95947	0.971775
近失速点压比	0.9445	1.0000
稳定裕度/%	10.69	15.88
裕度增量/%	-5.19	0

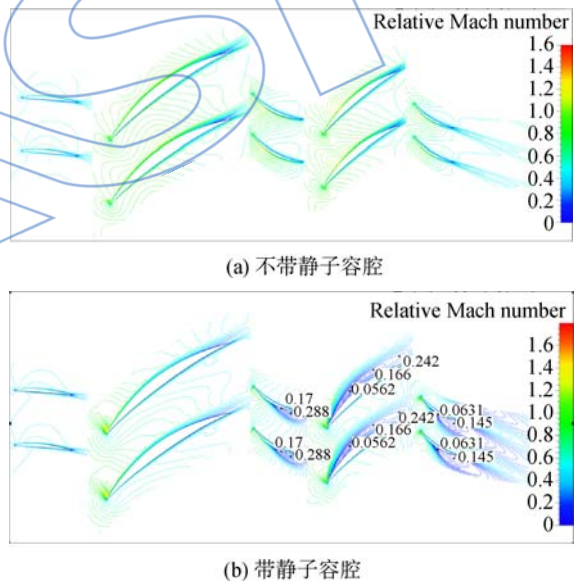


图 4 10% 叶高马赫数分布图

Fig. 4 Mach number distribution at 10% span

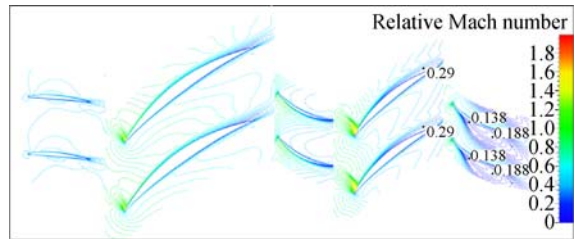


图 5 不带静子容腔时近失速点 10% 叶高马赫数分布图

Fig. 5 Mach number distribution at 10% span no stator cavity near stall condition

2.2 静子容腔泄漏对压气机流场的影响

本节对带静子容腔和不带静子容腔的压气机在设计点的流场进行对比分析。

图 6 为静子容腔内周向平均流动示意图,静子容腔与流道的接口分别位于第 1 级静子的左右两侧,右侧静子容腔内静压高于左侧静子容腔,流体在静子容腔右侧由主流道进入静子容腔,在静子容腔内部经篦齿密封间隙由右侧流向左侧,并从第 1 级静子的进口轮毂处汇入主流道。图 6 显示静子容腔内存在复杂的旋涡结构,这些旋涡引起的损失以及泄漏流体进入主流道引起的掺混损失是压气机效率下降的主要原因。图 7 为周向平

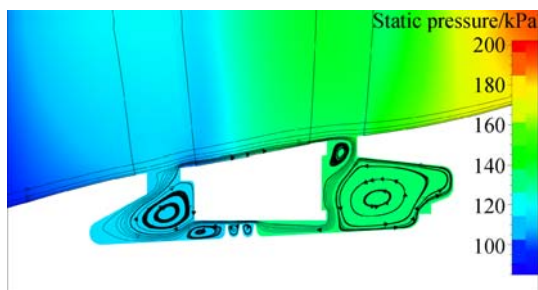
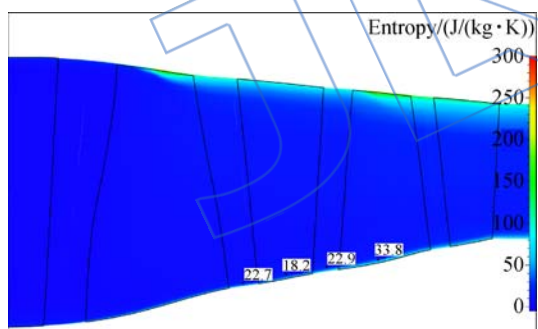
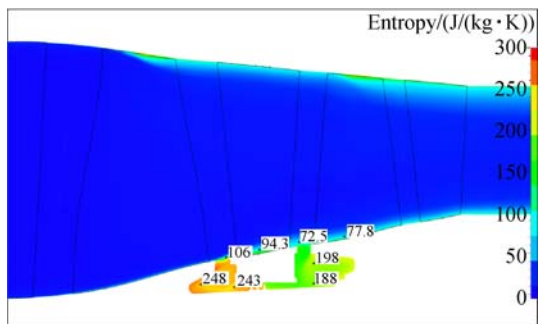


图 6 静子容腔内周向平均流动示意图

Fig. 6 Sketch of circumferential average flow in stator cavity



(a) 不带静子容腔



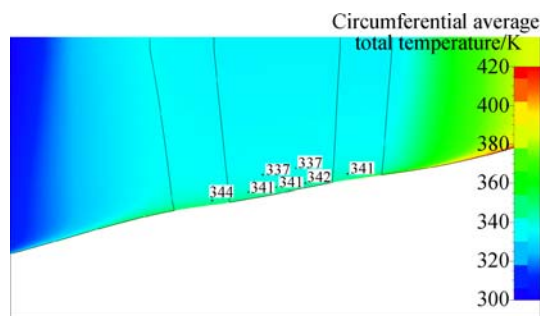
(b) 带静子容腔

图 7 压气机周向平均熵增分布图

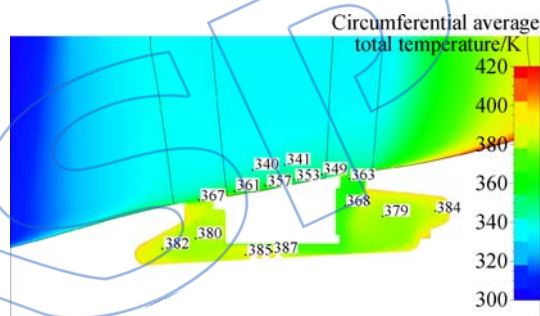
Fig. 7 Circumferential average entropy distribution of the compressor

均熵增图,如图所示静子容腔内和第 1 级静子、第 2 级转子根部的熵增明显升高。

由于静子容腔内外壁相对高速旋转,静子容腔内总温比主流区高约 20~40 K。如图 8 周向平均总温分布图所示,有静子容腔时第 1 级静子叶根处总温与无静子容腔相比升高约 15 K。



(a) 不带静子容腔



(b) 带静子容腔

图 8 第 1 级静子周向平均总温分布图

Fig. 8 Distribution of circumferential average total temperature at the first stator

图 9 为压气机周向平均子午速度(V_m)分布图,由图可知静子容腔泄漏的低速流体进入流道,使得第 1 级静子叶根处的子午速度明显降低,与不带静子容腔相比降低约为 30%。泄漏流体进入主流区形成的二次流沿压气机流道向后流动的同时还伴随周向迁移,使得近轮毂处周向平均速度(V_t)发生变化,如图 10 所示,静子容腔内气流的周向平均速度的绝对值低于第 1 级转子出口处的周向平均速度,泄漏流体进入主流区后造成靠近轮毂处周向平均速度绝对值降低;同时,由于这部分流体速度较低,抵抗压力面和吸力面之间的压力差的能力较弱,造成第 1 级静子叶栅通道后部近轮毂区横向流动增强,使得该处周向平均速度变为正值。

图 11 为设计点第 1 级静子吸力面的极限流线分布图,图中显示有静子容腔泄漏时,第 1 级静子的吸力面 15% 叶高之下的叶根位置流动发生

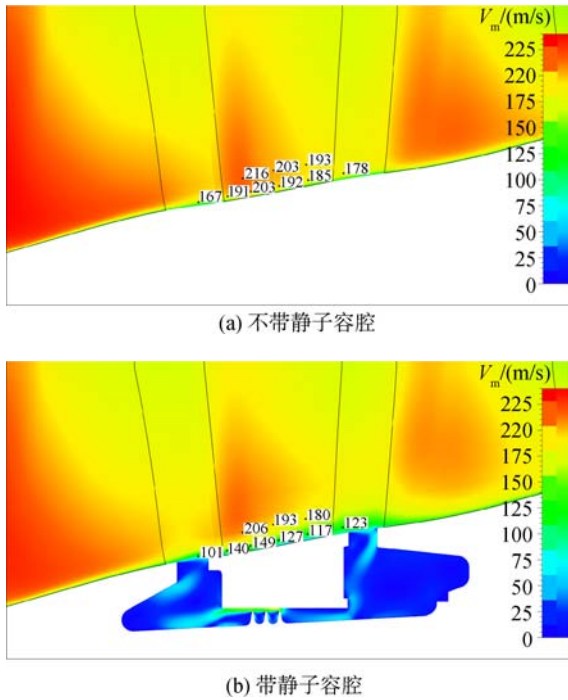


图 9 压气机周向平均子午速度分布图

Fig. 9 Circumferential average meridional velocity distribution of the compressor

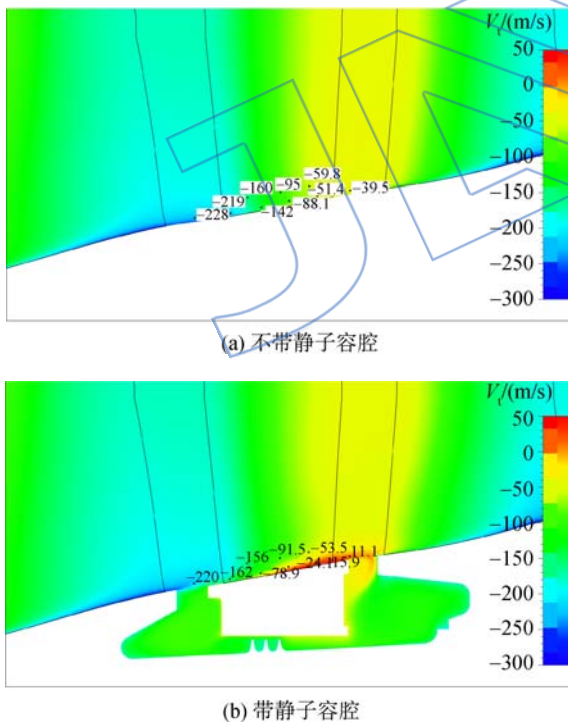


图 10 压气机周向平均速度分布图

Fig. 10 Circumferential average velocity distribution of the compressor

堆积翻转。

2.3 静子容腔泄漏对径向参数分布的影响

分别以带静子容腔和不带静子容腔的设计点

工况为例,分析静子容腔泄漏流动对压气机匹配性的影响。

图 12 为各叶片排进出口气流角沿叶高的分布图,可见静子容腔泄漏流动对位于上游的第 1 级转子几乎没有影响,但对于第 1 级静子以及下游的叶片排影响较为明显。

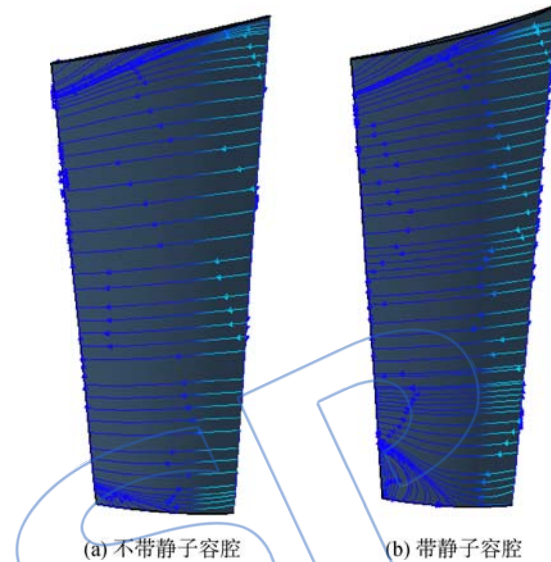
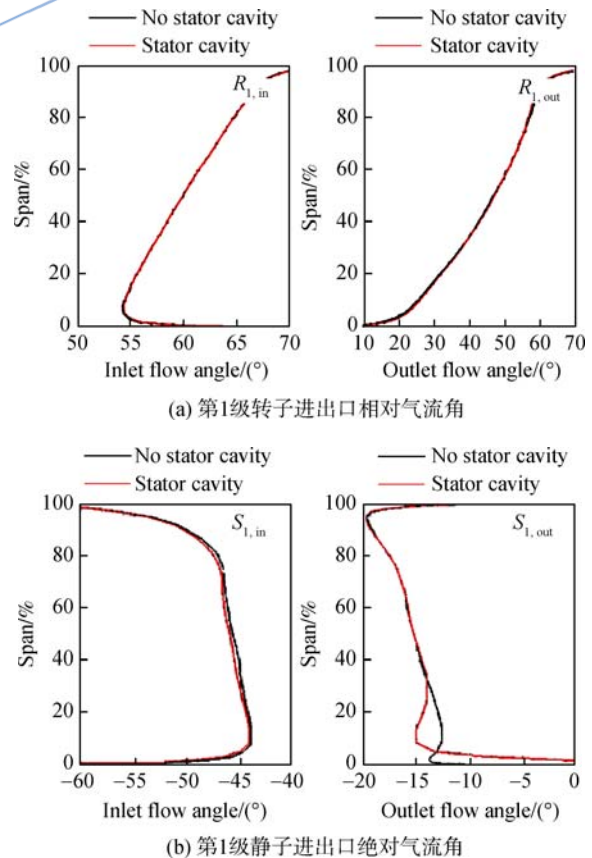


图 11 第 1 级静子吸力面的极限流线图

Fig. 11 Limiting streamline at the first stator suction surface



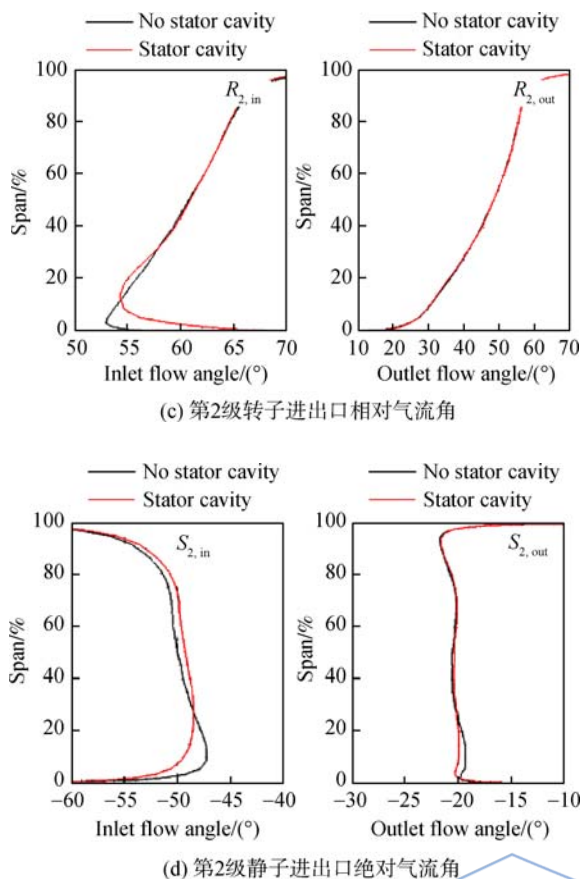


图12 各排叶片进出口气流角沿叶高的分布

Fig. 12 Span distributions of flow angle at every blade inlet and outlet

在第1级静子出口5%叶高之下区域,静子容腔泄漏流动促使气流在第1级静子中过转,而在5%~25%叶高的范围内,气流偏转不足.第1级静子出流的变化引起第2级转子的进口预旋分布发生变化,第2级转子进口10%叶高之下区域内相对气流角高于不带静子容腔时的相对气流角,这使得其在5%叶高处攻角增大约 4° ,而在15%~25%叶高范围内,攻角减小约 1° ,但由于气流在第2级转子内没有发生分离,因此第2级转子的出口相对气流角基本没有发生改变.由于有静子容腔泄漏时叶片根部的轴向速度发生变化,因此第2级静子的进口绝对气流角也相应发生变化.以上分析表明静子容腔泄漏流动将影响本级静子以及下游叶片在叶根处的匹配,进行压气机设计时需要充分考虑其影响.

图13为带静子容腔和不带静子容腔时近失速工况点的气流角沿叶高分布图,从图中可以看出在近失速点静子容腔泄漏流动对压气机根部流动影响更大,第2级转子根部的相对气流角急剧增加,叶背发生流动分离,分析认为转子的流动分

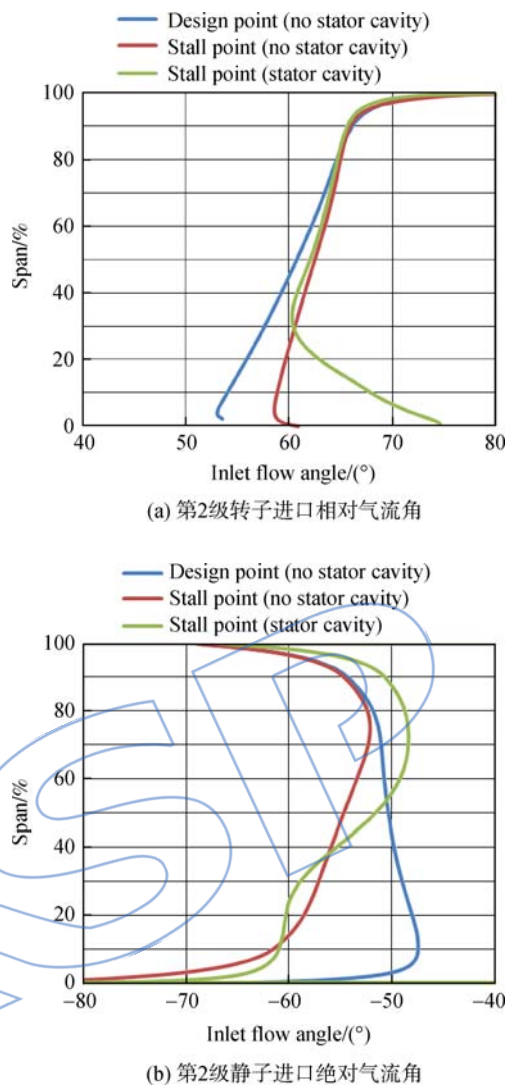


图13 进口气流角沿叶高分布对比图

Fig. 13 Inlet flow angle comparisons along the span

离使得压气机提前发生失速.而当不带静子容腔时压气机失速是由于第2级静子叶根处的流动分离引起的,这表明静子容腔泄漏流动导致压气机失速原因改变,与文中第2.1节中的结论相印证.但需要指出,多级压气机在设计转速的失速一般不会发生在前面级,本文取两级压气机只是分析静子容腔对于压气机的影响.但可以预测,静子容腔会影响多级压气机的级匹配,具体是否会改变压气机的失速首发级,对不同的压气机要进行详细的分析计算才能得到结论.

3 结论

利用数值方法对某压气机静子容腔泄漏流动进行研究,分析了静子容腔泄漏流动对压气机流场的影响,针对本文研究的压气机得到以下结论:

1) 静子容腔泄漏流动导致压气机效率、压比

降低、稳定裕度下降。

2) 静子容腔泄漏流体与主流掺混使得第 1 级静子叶栅通道后部近轮毂处横向流动增强,导致第 2 级转子根部进口攻角发生变化,进而影响后续叶片排通道内的流动。

3) 静子容腔泄漏流动改变本文计算的两级压气机失速的原因:静子容腔泄漏流动导致第 1 级静子根部流动分离,使得第 2 级转子根部攻角过大,致使整个叶背区域发生流动分离,导致压气机提前失速。而不带静子容腔时压气机失速是由于第 2 级静子叶根处的流动分离引起。

参考文献:

- [1] Wellborn S R, Okiishi T H. Effect of shrouded stator cavity flows on multistage axial compressor aerodynamic performance[R]. NASA Paper CR-198536, 1996.
- [2] Shabbir A, Adamczyk J J, Strazisar A J, et al. The effect of hub leakage flow on two high speed axial flow compressor rotors[R]. ASME Paper 97-GT-346, 1997.
- [3] Wellborn S R, Tolchinsky I. Modeling shrouded stator cavity flows in axial flow compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 55-61.
- [4] Heidegger N J, Hall E J. Parameterized study of high speed compressor seal cavity flow[R]. AIAA 96-2807, 1996.
- [5] 宁方飞, 徐力平. 叶根间隙泄漏流对跨声压气机转子性能的影响[J]. 推进技术, 2004, 25(4): 325-328.
NING Fangfei, XU Liping. Numerical investigation of the effect of hub leakage flow on transonic compressor rotor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2004, 25(4): 325-328. (in Chinese)
- [6] 马文生, 禄塋, 顾春伟. 压气机静子叶气封几何优化与流动分析[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(8): 1288-1290.
MA Wensheng, LU Kun, GU Chunwei. Compressor stator seal cavity optimization and flow analysis[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(8): 1288-1290. (in Chinese)
- [7] 陈雷. 压气机静子叶根间隙泄漏特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
CHEN Lei. Study of hub leakage flow characteristics in a compressor stator [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [8] 夏天, 程荣辉, 陈仰军. 轴流压气机静子容腔效应对性能影响的全三维数值模拟[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2011, 24(3): 16-19.
- XIA Tian, CHENG Ronghui, CHEN Yangjun. Numerical investigation of stator cavity in axial compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2011, 8(3): 16-19. (in Chinese)
- [9] 高学林, 袁新. 多级轴流压气机间隙流动数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(3): 395-398.
GAO Xuelin, YUAN Xin. Numerical simulation of leakage and seal for a multi-stage compressor. [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(3): 395-398. (in Chinese)
- [10] 王锁芳, 吕海峰. 转静态封严齿流场的数值分析和封严特性的试验[J]. 航空动力学报, 2005, 20(3): 444-449.
WANG Shuofang, LÜ Haifeng. Numerical analysis of flow and experimental investigation labyrinth sealing characteristics at rotational and static states[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(3): 444-449. (in Chinese)
- [11] 宁方飞, 徐力平. Spalart-Allmaras 湍流模型在内流场数值模拟中的应用[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(3): 304-306.
NING Fangfei, XU Liping. Application of one equation Spalart-Allmaras turbulence model in the numerical simulation of internal flows[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22(3): 304-306. (in Chinese)
- [12] 黄玉娟, 李晓东. 湍流模型对涡轮数值模拟结果的影响[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(1): 97-100.
HUANG Yujuan, LI Xiaodong. The effects of turbulence models to the numerical simulation results of turbine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(1): 97-100. (in Chinese)
- [13] 陈钱. 叶轮机械相关流动中几种湍流模型的预测性能[D]. 北京: 清华大学, 2007.
CHEN Qian. Prediction performance of several turbulence models in flows pertinent to turbomachinery[D]. Beijing: Tsinghua University, 2007. (in Chinese)
- [14] 吴晓军, 马明生, 邓有奇. 两种湍流模型在跨声速扰流计算的应用研究[J]. 空气动力学学报, 2008, 26(1): 85-89.
WU Xiaojun, MA Mingsheng, DENG Youqi. Two turbulence models for the computation of transonic flow[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2008, 26(1): 85-89. (in Chinese)
- [15] 尹松, 金东海, 朱芳. 湍流模型对压气机数值模拟精度的影响[J]. 航空动力学报, 2010, 25(12): 2684-2689.
YIN Shong, JIN Donghai, ZHU Fang. Influence of turbulence models on simulation of a compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(12): 2684-2689. (in Chinese)